

УДК 536.248; 621.566

Экспериментальное исследование медь-водяной контурной тепловой трубы с дополнительными источниками

В.Г. Пастухов, Ю.Ф. Майданик

ФБГУН Институт теплофизики Уральского отделения РАН, Екатеринбург, 620016, Россия
e-mail: pastukhov@itp.uran.ru, maidanik@itp.uran.ru

DOI: 10.34759/TPT-2019-11-11-482-490

Поступила в редакцию 28.08.2019

После доработки 16.10.2019

Принята к публикации 16.10.2019

Представлены результаты экспериментальных исследований контурной тепловой трубы, предназначенной для одновременного охлаждения нескольких источников тепла, рассеивающих различную мощность. Испаритель контурной тепловой трубы находился в тепловом контакте с основным источником тепла. Два дополнительных менее мощных источника тепла находились в контакте с теплообменниками, расположенными на паропроводе и конденсаторопроводе. Эффективность контурной тепловой трубы оценивалась по отношению максимальной величины тепловой нагрузки на дополнительных источниках к тепловой нагрузке основного источника. Было показано, что при номинальной тепловой нагрузке на основном источнике 400 Вт максимальная нагрузка на дополнительном источнике, расположенном на конденсаторопроводе, составила 70 Вт (17%), а у источника на паропроводе 9 Вт (~2%).

Ключевые слова: контурная тепловая труба, система охлаждения, тепловой источник, теплообмен.

Введение

Проблема теплового регулирования является одной из актуальных проблем современной электроники, рассеиваемая мощность которой постоянно увеличивается. При этом характерны следующие тенденции: увеличение плотности компоновки тепловыделяющих элементов, появление множества пространственно распределенных элементов, рассеивающих различные тепловые потоки. Типичным примером являются компьютерные сервера, в которых наряду с мощным центральным процессором, рассеивающим до 150 Вт и более, имеются и другие менее мощные компоненты, которые также необходимо охлаждать.

В системах терморегулирования уже достаточно широко используются двухфазные теплопередающие устройства – тепловые трубы,

работающие по замкнутому испарительно-конденсационному циклу. Однако не все они способны эффективно отводить тепло от распределенных источников, работать при различных ориентациях и удовлетворять требованиям по массогабаритным параметрам. Одним из перспективных типов тепловых труб являются контурные тепловые трубы (КТТ). Их основными конструктивными особенностями являются локальное размещение капиллярной структуры в зоне нагрева (испарителе) и разделение потоков пара и жидкости между испарителем и конденсатором по отдельным трубопроводам. Также важным элементом КТТ является наличие специального объема, сопряженного с внутренней впитывающей стороной капиллярной структуры, получившего название компенсационной полости (КП). Основная функция КП заключается в аккумуляровании

жидкости, вытесняемой при работе КТТ из конденсатопровода и конденсатора. Такая конструкция обеспечивает устройству высокую теплопередающую способность при различной ориентации в гравитационном поле и в невесомости, а также способность к практически любому конфигурированию и созданию различных разветвленных схем [1].

Изначально разработка разветвленных КТТ была связана с аэрокосмической техникой и велась по пути создания схем с параллельным соединением нескольких испарителей и конденсаторов. Результаты ряда исследовательских работ [2–5] доказали работоспособность таких схем, в которых как минимум два испарителя и два конденсатора соединены параллельно. Было показано, что тепловая нагрузка испарителей может быть разной и в случае нулевой нагрузки на одном из них, когда последний может играть роль конденсатора. Вместе с тем, такие особенности работы КТТ как наличие минимальной пусковой нагрузки и возможность возникновения пульсационных режимов работы при низких тепловых нагрузках [6] повышают вероятность нестабильной работы разветвленной схемы. Для надежности запуска предлагается использовать такие активные элементы как термоэлектрические модули [7, 8] или дополнительные нагреватели [9], с помощью которых осуществляется управление рабочей температурой и создаются условия для благоприятного распределения жидкости перед запуском. Однако при этом утрачиваются свойства пассивности и авторегулируемости устройства. Другой недостаток мульти-испарительных схем связан с ограничением числа испарителей из-за пропорционального увеличения объема их КП и, как следствие, объема теплоносителя, необходимого для успешного запуска. По мнению автора работы [10], реализация схемы с более чем тремя испарителями весьма проблематична за исключением случаев, когда испарители являются одинаковыми и имеют равную или близкую тепловую нагрузку, либо объединены общей теплопроводной плитой.

В 2011 г. была предложена новая концепция использования КТТ для охлаждения множественных тепловых источников и названная «многоступенчатой» КТТ [11]. В ней предлагается использовать один капиллярный испаритель и несколько конденсаторов, между кото-

рыми располагаются дополнительные источники. Капиллярный испаритель создает поток теплоносителя в контуре под действием тепловой нагрузки от основного источника. После испарителя этот поток конденсируется частично или полностью в первом конденсаторе и поступает в теплообменник дополнительного источника, где происходит его частичное или полное испарение под действие тепловой нагрузки. Перед тем, как поступить в испаритель, поток проходит через конечный конденсатор, чтобы на входе в испаритель иметь жидкую фазу теплоносителя. Результаты экспериментальных исследований моделей с одним и тремя дополнительными источниками показали надежную работу КТТ [12, 13]. Показано, что тепловая нагрузка дополнительных источников может достигать 70–80% от тепловой нагрузки основного источника. Не наблюдалось также проблем с запуском и колебаниями температур при низкой тепловой нагрузке дополнительных источников. Все это делает предложенную концепцию весьма перспективной, в частности, для охлаждения электроники с множеством элементов различной мощности. Недостатком такой конструкции является ее сложность и большое количество трубопроводов и конденсаторов, которые трудно разместить при плотной компоновке электронных компонентов.

Авторами была предложена более простая схема, которая имеет один капиллярный испаритель, охлаждающий основной источник тепла, и один конденсатор, а дополнительные источники тепла охлаждаются теплообменниками, расположенными как на конденсатопроводе, так и на паропроводе [14]. Экспериментальные исследования, проведенные с аммиаком и фреоном-152а в качестве теплоносителей, доказали работоспособность данной концепции [15, 16]. Однако в ряде случаев применение аммиака ограничено мерами безопасности, а КТТ с фреоном имеет относительно низкую мощность. Поэтому актуальным является исследование КТТ с дополнительными источниками и водой в качестве теплоносителя, которая является одним из самых эффективных теплоносителей для тепловых труб.

Описание КТТ и методика исследований

Для проведения исследований была изготовлена КТТ, содержащая плоскоовальный испа-

ритель [17], серпатинообразный конденсатор, паропровод и конденсаторопровод (рис. 1). В центральной части прямолинейных участков трубопроводов были напаяны медные пластины, выполняющие роль тепловых интерфейсов для дополнительных тепловых источников. Трубка конденсатора была впрессована в алюминиевую пластину, поверхность которой (см. рис. 1, а) предназначалась для контакта со стоком тепла. Конструктивные параметры КТТ приведены в таблице.

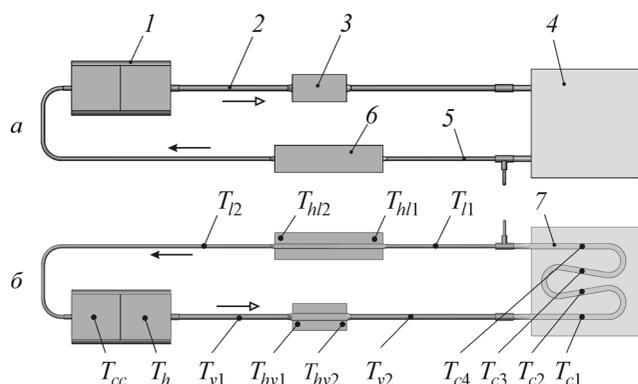


Рис. 1. Схема КТТ с размещением термопар: а – вид сверху; б – вид снизу. Обозначения: 1 – испаритель; 2 – паропровод; 3 – пластина источника на паропроводе; 4 – пластина конденсатора; 5 – конденсаторопровод; б – пластина источника на конденсаторопроводе; 7 – конденсатор; T_{ij} – обозначения термопар (T_h – расположена на контактной поверхности нагревателя)

Конструктивные параметры КТТ

Узел/ Параметр	Значение
Конструкционный материал	медь
Испаритель	
Длина×ширина×толщина, мм	110×60×10
Зона нагрева (длина×ширина), мм	50×50
Материал капиллярной структуры	медь
Пробойный радиус пор, мкм	31
Пористость, %	54
Паропровод с теплообменником	
Наружный диаметр×стенка×длина, мм	6×0.5×400
Пластина теплообменника (длина×ширина×толщина), мм	60×30×4
Конденсатор	
Наружный диаметр×стенка×длина, мм	6×0.5×436
Пластина конденсатора (длина×ширина×толщина), мм	120×120×8
Конденсаторопровод с теплообменником	
Наружный диаметр×стенка×длина, мм	4×0.5×593
Пластина теплообменника (длина×ширина×толщина), мм	120×30×3

Общий вид КТТ на экспериментальном стенде показан на рис. 2. Тепловая нагрузка к испарителю подводилась от медного блока со встроенными электрическими нагревателями патронного типа, который являлся основным источником. В качестве дополнительных источников тепла использовались пленочные электрические нагреватели (Keenovo®), приклеенные к свободной стороне пластин на трубопроводах. Электрическая мощность нагревателей регулировалась лабораторными трансформаторами и измерялась ваттметром с классом точности 0.5. Стоком тепла служила «холодная плита» (плоский теплообменник), через которую термостатом JulaboFP50 прокачивалась жидкость с постоянной температурой, равной $+20\pm 0.1^\circ\text{C}$. Конденсатор прижимался к «холодной плите» с использованием теплопроводной пасты КПТ-8. Температуры измерялись стандартными медь-константановыми термопарами «Омега» ТТ-Т30 с диаметром проводов 0.2 мм. Их размещение показано на рис. 1, б. Сбор и обработка данных измерений осуществлялся прибором Agilent 34890А с выводом на персональный компьютер. Максимальная погрешность измерения температуры равна $\pm 1^\circ\text{C}$.

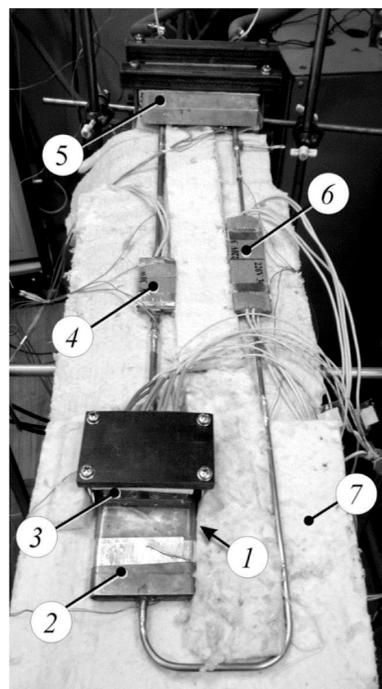


Рис. 2. Общий вид КТТ на экспериментальном стенде: 1 – испаритель; 2 – компенсационная полость испарителя; 3 – блок нагревателя испарителя; 4 – нагреватель паропровода; 5 – «холодная плита»; 6 – нагреватель конденсаторопровода; 7 – теплоизоляция

Исследования КТТ проводились при горизонтальной ориентации. Устройство было заключено в теплоизолирующую оболочку, состоящую из нескольких слоев минеральной ваты.

При реализации различных тепловых режимов КТТ было введено ограничение максимально допустимых температур основного и дополнительных источников значением 100°C . Это делалось для исключения перегрева электрических нагревателей и обеспечивало величину внутреннего давления в КТТ ниже атмосферного.

Перед заправкой производилось вакуумирование КТТ и калибровка тепловых потерь от нагревателей. Тепловые потери интерполировались линейными зависимостями от разности температур нагревателей и окружающей среды:

$$Q_{\text{loss.h}} = 0.1439 \cdot (T_h - T_{\text{amb}}),$$

$$Q_{\text{loss.v}} = 0.0449 \cdot (T_{hv} - T_{\text{amb}}),$$

$$Q_{\text{loss.l}} = 0.0887 \cdot (T_{hl} - T_{\text{amb}}),$$

где $Q_{\text{loss.h}}$, $Q_{\text{loss.v}}$, $Q_{\text{loss.l}}$ – тепловые потери от основного источника и источников паропровода и конденсаторов соответственно, Вт; T_h – температура основного источника, $^{\circ}\text{C}$; T_{hv} , T_{hl} – усредненные по двум точкам температуры источников паропровода и конденсаторов соответственно, $^{\circ}\text{C}$; T_{amb} – температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$.

Количество заправляемой рабочей жидкости подбиралось экспериментально таким, чтобы одновременно обеспечивался надежный запуск при низких тепловых нагрузках основного источника и максимальная теплопередающая способность при достижении температурных ограничений.

На первом этапе исследований определялись рабочие характеристики КТТ без включения дополнительных источников тепла. При этом тепловая нагрузка основного источника Q_h изменялась ступенчато в интервале от 20 Вт до максимального значения, при котором достигались максимально допустимые температуры. Таким образом определялся рабочий диапазон тепловых нагрузок. Затем проводилась серия экспериментов с фиксированными значениями тепловой нагрузки на испаритель от основного источника. При этом тепловая нагрузка дополнительных источников на конденсаторов или паропровода Q_l , Q_v варьи-

ровалась от минимального значения 4–5 Вт до максимально возможного значения, ограниченного температурой источников 100°C . По результатам этих экспериментов определялись значения номинальных тепловых нагрузок основного источника, при которых тепловые нагрузки дополнительных источников были максимальными.

Результаты испытаний и обсуждение

Рабочая характеристика КТТ, полученная при отсутствии тепловых нагрузок от дополнительных источников и ступенчатом увеличении тепловой нагрузки основного источника, приведена на рис. 3 в виде температурно-временных зависимостей. Видно, что максимальная передаваемая мощность КТТ составила 750 Вт (без учета тепловых потерь около 11 Вт), при которой температура основного источника достигала 100°C . При этом сохранялся стационарный режим работы, что свидетельствовало об отсутствии кризиса теплопередачи. В интервале тепловых нагрузок от 20 до 300 Вт наблюдается присущий КТТ режим авторегулирования, обусловленный перераспределением жидкой фазы теплоносителя между конденсатором и компенсационной полостью. Он характеризуется слабым изменением температуры пара при увеличении тепловой нагрузки. Дальнейшее увеличение тепловой нагрузки сопровождалось пропорциональным ростом температур. При этом увеличивалось и переохлаждение жидкости T_{l1} относительно температуры пара от ~ 25 до $\sim 45^{\circ}\text{C}$.

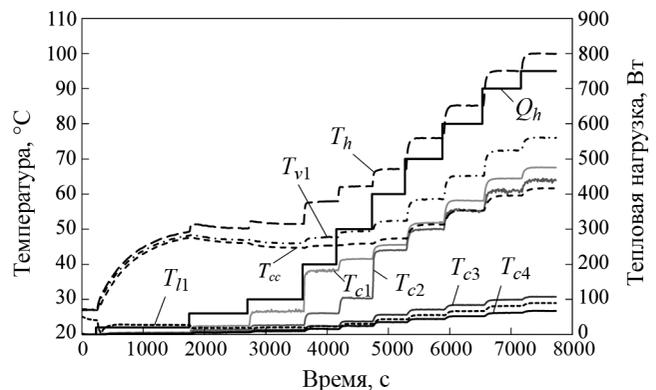


Рис. 3. Температурно-временные зависимости при ступенчатом увеличении тепловой нагрузки основного источника Q_h и при $Q_l = Q_v = 0$ Вт

Эксперименты с дополнительным источником на паропроводе проводились при фиксированных значениях тепловой нагрузки основного источника в интервале от 300 до 700 Вт. Типичная температурно-временная зависимость этого режима приведена на рис. 4 при $Q_h = 300$ Вт. Видно, что нагрев дополнительного источника на паропроводе не оказывает заметного влияния на температуру основного источника. Увеличение тепловой нагрузки Q_v сопровождалось ростом температуры дополнительного источника T_{hv} (где $T_{hv} = (T_{hv1} + T_{hv2}) / 2$) и паропровода. Следует заметить, что из-за высокой теплопроводности меди и небольшого расстояния между источниками не удалось корректно измерить истинную температуру пара и его перегрев в дополнительном источнике. В результате при $Q_v > 4$ Вт температура паропровода T_{v1} оказывалась выше температуры основного источника T_h , т.е. пар на этом участке паропровода оказывался перегретым под действием тепла, распространяющегося от источников по стенкам трубопровода. Тем не менее, тепло от дополнительного источника отводилось за счет перегрева пара и тепловых потерь, составляющих при максимальной температуре 35–40% от подаваемой мощности.

Эксперименты с дополнительным источником на конденсаторопроводе проводились при фиксированных значениях тепловой нагрузки основного источника: 200, 300, 400, 500, 600 и 700 Вт. Тепловая нагрузка дополнительного источника изменялась ступенчато с шагом 5 Вт от нулевого значения до максимально допустимого. Во всех случаях подогрев возвратного потока конденсата сопровождался ростом темпе-

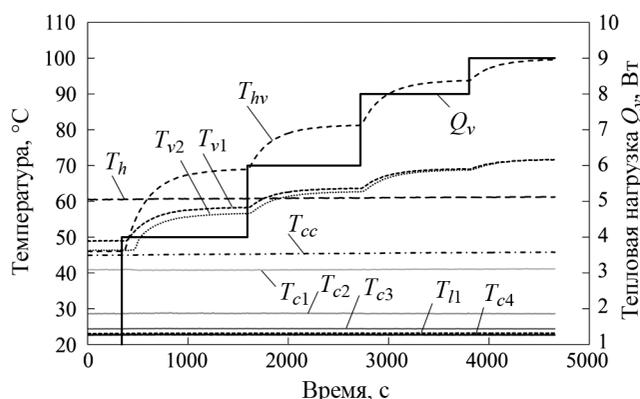


Рис. 4. Температурно-временные зависимости при ступенчатом увеличении тепловой нагрузки источника паропровода Q_v и при $Q_h = 300$ Вт, $Q_{hl} = 0$ Вт

ратур пара и основного источника (испарителя), при достижении которой 100°C эксперимент прекращался. Типичная температурно-временная зависимость этого режима приведена на рис. 5 при $Q_h = 400$ Вт. Видно, что при $Q_l = 40$ Вт возникли температурные пульсации, свидетельствующие о резком вскипании жидкости в теплообменнике конденсаторопровода. Однако это не привело к нарушению работоспособности КТТ, которая продолжала работать в пульсирующем режиме и при увеличении тепловой нагрузки источника конденсаторопровода вплоть до 70 Вт. При этом максимальная амплитуда наблюдалась на конденсаторопроводе в точке T_{l1} и первой ветви конденсатора T_{c1} . Из этого можно предположить, что осциллирующий паровый пузырь расширялся в сторону конденсатора. В ситуации полного заполнения компенсационной полости испарителя жидкость, вытесняемая из конденсаторопровода, поступала в конденсатор и блокировала часть поверхности конденсации. Это приводило к росту давления в КТТ и последующему схлопыванию пузыря в конденсаторопроводе. Из рис. 5 также видно, что в режиме кипения в конденсаторопроводе резко снижался перепад температур по пластине нагревателя.

Величина тепловой нагрузки дополнительного источника, при которой происходило вскипание, зависела от тепловой нагрузки основного источника, которая задавала скорость циркуляции теплоносителя в КТТ. Как видно из данных, приведенных на рис. 6, переход к двухфазному режиму теплообмена при более высокой тепловой нагрузке основного источни-

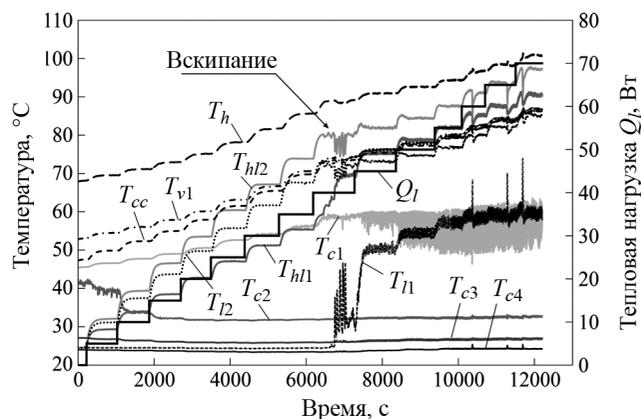


Рис. 5. Температурно-временные зависимости при ступенчатом увеличении тепловой нагрузки источника конденсаторопровода Q_l и при $Q_h = 400$ Вт, $Q_{hl} = 0$ Вт

ка происходил и при более высокой нагрузке источника на конденсаторопроводе. Это объясняется действием двух факторов: увеличением скорости циркуляции жидкости и степени ее переохлаждения в конденсаторе относительно температуры пара. Более того, при максимальной нагрузке основного источника, равной 700 Вт, условий для вскипания жидкости в конденсаторопроводе достигнуто не было. При этом перепад температур по длине пластины нагревателя составил около 22°C.

На рис. 7 приведены оценочные значения коэффициентов теплоотдачи в теплообменнике конденсаторопровода. Расчет не учитывал термическое сопротивление медной пластины нагревателя и стенки трубки и определялся соотношением:

$$\alpha_l = \frac{Q_l^*}{S \cdot (T_{hl} - T_l)},$$

где $Q_l^* = Q_l - Q_{loss,l}$ – тепловая нагрузка источника на конденсаторопроводе с учетом тепловых потерь; S – площадь внутренней поверхности трубки в теплообменнике; T_{hl} – средняя температура пластины нагревателя; $T_l = (T_{l1} + T_{l2}) / 2$ – средняя температура жидкости.

Здесь, аналогично данным рис. 6, явно обозначен переход к двухфазному режиму теплообмена, сопровождающийся ростом коэффициента теплоотдачи в 1.5–2 раза. Кроме того, здесь отображается и увеличение интенсивности теплообмена с увеличением тепловой нагрузки основного источника в однофазном режиме.

Обобщенные результаты экспериментов с дополнительными источниками представлены на рис. 8 в виде зависимостей значений их максимальных тепловых нагрузок от тепловой нагрузки основного источника. Для источника на конденсаторопроводе приведены две серии точек: с двухфазным режимом теплообмена и однофазным режимом. Видно, что наибольшее количество тепла отводится от источника на конденсаторопроводе с двухфазным режимом теплообмена. Причем имеется выраженный максимум при нагрузке основного источника 400 Вт, которую можно считать номинальной. Соответствующая ей нагрузка дополнительного источника достигала 70 Вт, что составило около 17.5% от тепловой нагрузки основного источника. В однофазном режиме аналогичная зави-

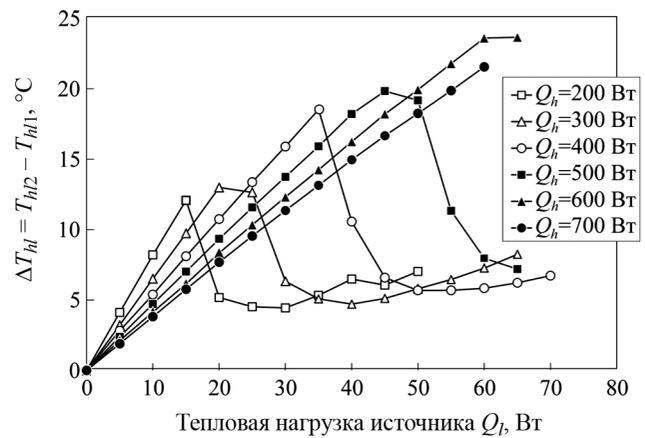


Рис. 6. Зависимость разности температур по пластине источника конденсаторопровода от его тепловой нагрузки Q_l при различных значениях тепловой нагрузки основного источника Q_h

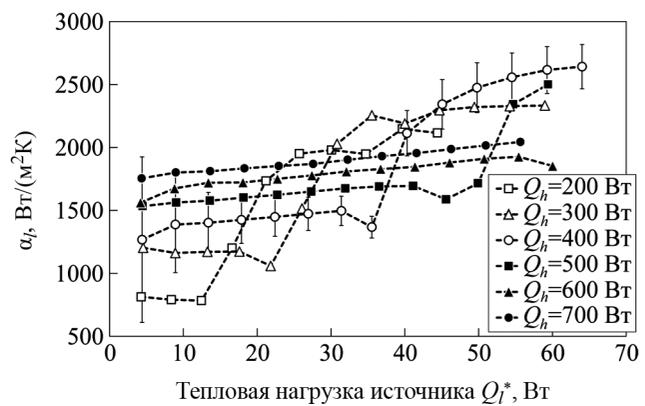


Рис. 7. Зависимость коэффициента теплоотдачи в теплообменнике конденсаторопровода от тепловой нагрузки Q_l^* при различных значениях тепловой нагрузки основного источника Q_h

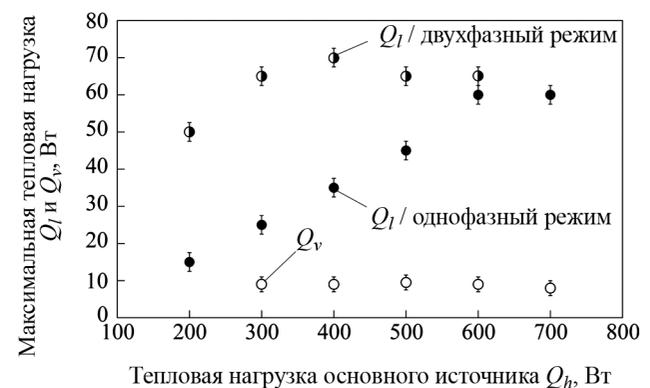


Рис. 8. Зависимость максимальных значений тепловых нагрузок дополнительных источников Q_l и Q_v от тепловой нагрузки основного источника Q_h

симось близка к линейной, для которой соответствующее соотношение тепловых нагрузок составило около 9% с точностью $\pm 1.5\%$. Для источника на паропроводе величина максимальной тепловой нагрузки была около 9 Вт и имела слабую зависимость от тепловой нагрузки основного источника.

Заключение

Исследования медь-водяной КТТ с дополнительными источниками, расположенными на паропроводе и конденсатопроводе показали, что:

1. Наибольшее количество тепла можно отвести от дополнительного источника, расположенного на конденсатопроводе. При этом максимальное значение тепловой нагрузки дополнительного источника достигается при номинальной величине тепловой нагрузки основного источника 400 Вт, составляющей около 53% от максимальной мощности КТТ 750 Вт.

2. Теплообмен с дополнительным источником тепла на конденсатопроводе может происходить как с фазовым переходом, так и без него. Режим теплообмена зависит от соотношения тепловых нагрузок дополнительного и основного источников. Для однофазного режима это соотношение составило около 9%. В двухфазном режиме теплообмена достигается максимальная величина отводимой тепловой нагрузки, которая составляет около 17.5% от значения тепловой нагрузки основного источника.

3. Двухфазный режим теплообмена в конденсатопроводе сопровождается возникновением пульсирующего режима работы, который не приводит к нарушению работоспособности КТТ в целом. При этом теплообмен в конденсатопроводе интенсифицируется в 1.5–2 раза. Можно предположить, что часть тепла от дополнительного источника отводится непосредственно в конденсатор при осцилляциях парового пузыря в области между обогреваемым участком конденсатопровода и конденсатором.

4. Максимальная величина отводимой тепловой нагрузки от дополнительного источника на паропроводе достигала 9 Вт и практически не зависела от нагрузки основного источника.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Maydanik Yu.F.** Review: Loop heat pipes // Applied Thermal Engineering. 2005. V. 25. P. 635–657.
2. **Maydanik Yu., Fershtater Yu., Pastukhov V.** Thermoregulation of loops with capillary pumping for space use // SAE Paper 921169. 1992. <https://doi.org/10.4271/921169>
3. **Goncharov K., Golovin O., Kolesnikov V.** Loop heat pipe with several evaporators // Proc. of 30th Int. Conf. on Environmental Systems and 7th European Symposium on Space Environmental Control Systems. Toulouse. France. 2000, SAE Technical Paper 200-01-2407. <https://doi.org/10.4271/2000-01-2407>
4. **Delil A.A.M., Maydanik Yu.F., Chernysheva M.A., Pastukhov V.G.** Development and test results of a multi-evaporator-condenser loop heat pipe // National Aerospace Laboratory NLR. NLR-TP-2002-491. 2002. <http://hdl.handle.net/10921/716>
5. **Habtour A.M., Nikitkin M.N.** Miniature multiple evaporator multiple condenser loop heat pipe // Proc. of the AIAA/USU Conference on Small Satellites. Advanced Technologies III. SSC05-XI-5. 2005. <https://digitalcommons.usu.edu/smallsat/2005/all2005/65/>
6. **Vershinin S.V., Maydanik Y.F.** Investigation of pulsations of the operating temperature in a miniature loop heat pipe // Int. J. of Heat Mass Transfer. 2007. V. 50. P. 5232–5240.
7. **Ku J., Ottenstein L., Birur G.** Thermal performance of a multi-evaporator loop heat pipe with thermal masses and thermoelectric coolers // Proc. of the 13th Int. Heat Pipe Conf. Shanghai. China. September 21–25. 2004. P. 216–222. <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20040171210.pdf>
8. **Ku J., Ottenstein L., Douglas D.** Miniature loop heat pipe with multiple evaporators for thermal control of small spacecraft // Government Microcircuit Applications and Critical Technology Conference. 2005. Paper No. 183. https://www.jpl.nasa.gov/nmp/st8/tech_papers/MLHP%20-GOMAC%20paper.pdf
9. **Chang X.Y., Nagano H.** Experimental investigation of loop heat pipe with two evaporators/two condensers under thermal vacuum condition // J. of Applied Mathematics and Physics. 2016. V. 4. P. 1460–1469. <http://dx.doi.org/10.4236/jamp.2016.48151>
10. **Ku J.** Operating characteristics of loop heat pipes // NASA Goddard Space Flight Center, 29th Int. Conf. on Environmental System. July 12–15. 1999. Denver, Colorado. Paper 1999-01-2007. <https://doi.org/10.4271/1999-01-2007>
11. **Figus C.** Cooling device. Patent WIPO WO2013/092386A1. IPC-F28D15/04. 27.06.2013 (Priority number: FR1103954. 20.12.2011).
12. **Figus C., Dandaleix L., Hill J., Barremaecker L.** «MULTI-STAGES» loop heat pipe for cooling multiple heat sources // Proc. of Joint 18th IHPC and 12th IHPS, Jeju, Korea. June 12–16. 2016. P. 27–32.
13. **Fourgeaud L., Raphael M., Dupont V., Figus C.** Experimental investigations of a Multi-Source Loop Heat Pipe for electronics cooling // Joint 19th IHPC and 13th IHPS. Pisa. Italy. June 10–14. 2018. https://www.researchgate.net/publication/326588446_Experimental_investigations_of_a_Multi-Source_Loop_Heat_Pipe_for_electronics_cooling
14. **Майданик Ю.Ф., Пастухов В.Г.** Теплопередающее устройство для охлаждения электронных компонентов. Патент РФ № 2639635. Кл. МПК-F28D.2017.
15. **Pastukhov V.G., Maydanik Yu.F.** Development and tests of a loop heat pipe with several separate heat

- sources // *Applied Thermal Engineering*. 2018. V. 144. P. 165–169.
16. **Пастухов В.Г., Майданик Ю.Ф.** Разработка и исследование контурной тепловой трубы с несколькими источниками тепла различной мощности // *Теплофизика вы-*
- соких температур. 2019. Т. 57. № 5. С. 734–741. DOI:10.1134/S0040364419050120
17. **Maydanik Yu.F., Pastukhov V.G., Chernysheva M.A.** Review: Loop heat pipe with flat evaporators // *Applied Thermal Engineering*. 2014. V. 67. P. 294–307.

Experimental investigation of a copper-water loop heat pipe with additional sources

V.G. Pastukhov, Yu.F. Maydanik

*Institute of Thermal Physics, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences,
Yekaterinburg, 620016, Russia*

e-mail: pastukhov@itp.uran.ru, maidanik@itp.uran.ru

The problem of thermal regulation of current electronics is often associated with the presence of many spatially distributed elements with different power dissipation. Two-phase heat transfer devices – heat pipes are already widely used in thermal control systems. However, not all of them are able to effectively remove heat from distributed sources and satisfy the requirements for weight and size parameters. This paper presents the results of experimental investigations of a loop heat pipe (LHP) intended for a simultaneous cooling of several heat sources of different capacity. The LHP had a flat evaporator and a serpentine-shaped condenser joined by a vapor line and liquid line. The evaporator was in thermal contact with the main heat source. Two additional, less powerful heat sources were in contact with the heat exchangers located on the vapor line and the liquid line. The structural material of the LHP and the capillary structure was copper, and water was used as a working fluid. The LHP efficiency was evaluated by the ratio of the maximum value of the heat load on the additional sources to the heat load of the main source. The limiting condition for each of the sources was a temperature of 100°C. Tests were conducted at a temperature of the liquid cooling the condenser equal 20°C. The maximum LHP capacity without any additional heat sources was 750 W. It has been shown that at a nominal heat load on the main source of 400 W the maximum load on the additional source located on the liquid line was 70 W (17%) and on the source on the vapor line 9 W (~2%).

Keywords: loop heat pipe, cooling system, heat source, heat exchange.

REFERENCES

1. **Maydanik Yu.F.** Review: Loop heat pipes. *Applied Thermal Engineering*, 2005, vol. 25, pp. 635–657.
2. **Maydanik Yu., Fershtater Yu., Pastukhov V.** Thermoregulation of Loops with Capillary Pumping for Space Use. SAE Paper 921169. 1992. <https://doi.org/10.4271/921169>
3. **Goncharov K., Golovin O., Kolesnikov V.** Loop Heat Pipe with Several Evaporators. SAE Technical Paper 2000-01-2407. <https://doi.org/10.4271/2000-01-2407>
4. **Delil A.A.M., Maydanik Yu.F., Chernysheva M.A., Pastukhov V.G.** Development and Test Results of a Multi-Evaporator-Condenser Loop Heat Pipe. National Aerospace Laboratory NLR.NLR-TP-2002-491, 2002. 11 p. <http://hdl.handle.net/10921/716>
5. **Habtour A.M., Nikitkin M.N.** Miniature multiple evaporator multiple condenser loop heat pipe. *Proc. of the AIAA/USU Conference on Small Satellites. Advanced Technologies III*. SSC05-XI-5, 2005, 11 p. <https://digitalcommons.usu.edu/smallsat/2005/all2005/65/>
6. **Vershinin S.V., Maydanik Y.F.** Investigation of pulsations of the operating temperature in a miniature loop heat pipe. *Int. J. of Heat Mass Transfer*, 2007, vol. 50, pp. 5232–5240. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.024>
7. **Ku J., Ottenstein L., Birur G.** Thermal performance of a multi-evaporator loop heat pipe with thermal masses and thermoelectric coolers. *Proc. of the 13th Int. Heat Pipe Conf. Shanghai. China. September 21–25. 2004*, pp. 216–222. <https://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/20040171210.pdf>
8. **Ku J., Ottenstein L., Douglas D.** Miniature loop heat pipe with multiple evaporators for thermal control of small spacecraft. *Government Microcircuit Applications and Critical Technology Conference*. 2005, paper no. 183. https://www.jpl.nasa.gov/nmp/st8/tech_papers/MLHP%20-GOMAC%20paper.pdf
9. **Chang X.Y., Nagano H.** Experimental investigation of loop heat pipe with two evaporators/two condensers under thermal vacuum condition. *J. of Applied Mathematics and Physics*, 2016, vol. 4, pp. 1460–1469. <http://dx.doi.org/10.4236/jamp.2016.48151>
10. **Ku J.** Operating characteristics of loop heat pipes. *NASA Goddard Space Flight Center, 29th Int. Conf. on Environmental System. July 12–15. 1999. Denver, Colorado*. Paper 1999-01-2007. <https://doi.org/10.4271/1999-01-2007>

11. **Figus C.** *Cooling device*. Patent WIPO WO2013/092386A1. IPC-F28D15/04.27.06.2013 (Priority number: FR1103954. 20.12.2011).
12. **Figus C., Dandaleix L., Hill J., Barremaecker L.** «MULTI-STAGES» loop heat pipe for cooling multiple heat sources. *Proc. of Joint 18th IHPC and 12th IHPS, Jeju, Korea. June 12–16.* 2016, pp. 27–32.
13. **Fourgeaud L., Raphael M., Dupont V., Figus C.** Experimental investigations of a Multi-Source Loop Heat Pipe for electronics cooling. *Joint 19th IHPC and 13th IHPS, Pisa, Italy. June 10–14.* 2018. https://www.researchgate.net/publication/326588446_Experimental_investigations_of_a_Multi-Source_Loop_Heat_Pipe_for_electronics_cooling
14. **Maydanik Yu.F., Pastukhov V.G.** *Heat Transfer Device for Cooling Electronic Components*. Patent RF, no. 2639635, 2017.
15. **Pastukhov V.G., Maydanik Yu.F.** Development and tests of a loop heat pipe with several separate heat sources. *Applied Thermal Engineering*, 2018, vol. 144, pp. 165–169.
16. **Pastukhov V.G., Maydanik Yu.F.** Development and study of a loop heat pipe with several different power heat sources. *High Temperature*, 2019, vol. 57, no. 5, pp. 734–741. DOI:10.1134/S0040364419050120
17. **Maydanik Yu.F., Pastukhov V.G., Chernysheva M.A.** Review: Loop heat pipe with flat evaporators. *Applied Thermal Engineering*, 2014, vol. 67, pp. 294–307.